

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-083690

(43)Date of publication of application : 19.03.2003

(51)Int.Cl.

F28F 1/30

(21)Application number : 2001-270617 (71)Applicant : TOYO RADIATOR CO LTD

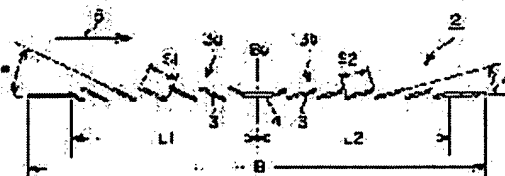
(22)Date of filing : 06.09.2001 (72)Inventor : SHINNAGA HIDETAKA
NAKANO KIMIYAKI
MURAE SEN
AOYAMA TADAMICHI
TANI YOSHIHIRO
ICHIKAWA SUSUMU

(54) CORRUGATED FIN HEAT-EXCHANGER

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To obtain optimum values of angles of inclination of louvers in respective location, and improve the heat-radiation performance of a corrugated fin heat-exchanger.

SOLUTION: In the corrugated fins of the heat exchanger, only one louver group 3a is located windward of the louver 4 in air-flow 5, while the other one louver group 3b is located leeward of the louver 4 in the air-flow 5. In the louver groups 3a and 3b, elevation directions of respective louvers 3 are reverse to each other. If the angle of elevation of each louver 3 in the group 3b is taken as β , and the angle of elevation of each louver 3 in the group 3a is taken as α , β is constituted smaller than α .



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

BEST AVAILABLE COPY

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

Copyright (C); 2000 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2003-83690

(P2003-83690A)

(43) 公開日 平成15年3月19日 (2003.3.19)

(51) Int.Cl.

F 2 8 F 1/30

識別記号

F I

F 2 8 F 1/30

データベース (参考)

D

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願2001-270617(P2001-270617)

(22) 出願日 平成13年9月6日 (2001.9.6)

(71) 出願人 000222484

東洋ラジエーター株式会社

東京都渋谷区代々木3丁目25番3号

(72) 発明者 新長 秀孝

東京都渋谷区代々木3丁目25番3号 東洋
ラジエーター株式会社内

(72) 発明者 中野 公昭

東京都渋谷区代々木3丁目25番3号 東洋
ラジエーター株式会社内

(74) 代理人 100082843

弁理士 窪田 卓英

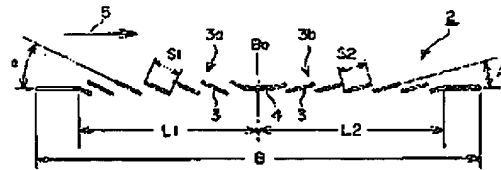
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 コルゲートフィン型熱交換器

(57) 【要約】

【課題】 コルゲートフィン型熱交換器において放熱性能を向上させるため、各位置における、ルーバの傾斜角度の最適値を求めること。

【解決手段】 リターンルーバ4を介して空気流5の上流に位置する一つのみの風上側ルーバ群3aと下流に位置する一つのみの風下側ルーバ群3bとは、夫々ルーバ3の切り起こし方向が逆に形成され、風下側ルーバ群3bの各ルーバ3の切り起こし角度 β が、風上側ルーバ群3aのその切り起こし角度 α より小さく形成されたもの。



(2)

特開2003-83690

1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 定間隔に配置された多数の偏平チューブ(1)と、
隣合う偏平チューブ(1)間に位置し、その偏平チューブ(1)の横断面の長軸方向が幅方向に一致し且つ、その波の振幅方向の両端である頂部および谷部が偏平チューブ(1)の外面に固定された多数のコルゲートフィン(2)と、を具備し、

空気流(5)が前記偏平チューブ(1)の前記長軸方向に流通するコルゲートフィン型熱交換器において、前記コルゲートフィン(2)に、前記幅方向に互いに一定間隔に離間して斜めに多数のルーバ(3)が切り起こし形成されると共に、中間部にリターンルーバ(4)が配置され、そのリターンルーバ(4)を介して前記空気流(5)の上流に位置する一つのみの風上側ルーバ群(3a)と下流に位置する一つのみの風下側ルーバ群(3b)とは、夫々そのルーバ(3)の切り起こし方向が逆に形成され、風下側ルーバ群(3b)の各ルーバ(3)の切り起こし角度 β が、風上側ルーバ群(3a)のその切り起こし角度 α より小さく形成されたコルゲートフィン型熱交換器。

【請求項2】 請求項1において、風下側ルーバ群(3b)の各ルーバ(3)のルーバ幅(S2)が、風上側ルーバ群(3a)のそのルーバ幅(S1)より大きく形成されたコルゲートフィン型熱交換器。

【請求項3】 請求項1において、風下側ルーバ群(3b)全体の幅である群幅(L2)が、風上側ルーバ群(3a)のその群幅(L1)よりも大に形成されたコルゲートフィン型熱交換器。

【請求項4】 請求項1において、風下側ルーバ群(3b)全体の幅である群幅(L2)が、風上側ルーバ群(3a)のその群幅(L1)よりも小に形成されたコルゲートフィン型熱交換器。

【請求項5】 請求項1～請求項4のいずれかにおいて、

風上側ルーバ群(3a)の各ルーバ(3)の切り起こし角度 α が24度～30度で、風下側ルーバ群(3b)の各ルーバ(3)の切り起こし角度 β が11度～23度に形成され、コルゲートフィン(2)の空気流通方向のフィン幅Bが24mm～64mmであるコルゲートフィン型熱交換器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、定間隔で離間した多数の偏平チューブとそれらの間に配置されるコルゲートフィンとを有する熱交換器において、コルゲートフィンの各位置におけるルーバの切り起こし角度と放熱量との関係に基づき、熱交換性能の向上を図ったものに関する。

【0002】

【従来の技術】コルゲートフィン型熱交換器のフィンの表面には空気流通方向に僅かづつ離間して多数のルーバ

が切り起こし形成されている。図12は従来のコルゲートフィン型熱交換器のフィンの要部縦断面説明図であり、空気流5が図において左方から右方に流通する。このようなコルゲートフィン2の幅方向中央にはリターンルーバ4が配置され、リターンルーバ4を境としてその前後で、ルーバ3の傾斜方向が逆向きに切り起こし形成されている。即ち、風上側ルーバ群3aの夫々のルーバ3は左上がりに傾斜するものであり、風下側ルーバ群3bの夫々のルーバ3は右上がりに傾斜している。そして風上側ルーバ群3a、風下側ルーバ群3bの各切り起こし傾斜角度 α は同一に形成されていた。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】図12に示すような従来のコルゲートフィン型熱交換器は、空気流5が左端から右端に流通すると共に、その流通方向の各位置における空気流5の温度とフィン表面の温度との差は、図13に示すようになることが本発明者の実験により確認された。即ち、コルゲートフィン2の左端とリターンルーバ4との間に位置する風上側ルーバ群3aの各ルーバ3により、空気流5とフィン各部との温度差は急激に減少する。それに比べてリターンルーバ4の風下側では、空気流5とフィン各部との温度差の減少割合は比較的小さなものとなり、コルゲートフィン2の右端部においては殆ど温度差がなくなる。

【0004】このことは、リターンルーバ4に対して風下側ルーバ群3bの放熱量は風上側ルーバ群3aのそれよりも著しく小さいことが判る。それにも拘わらず、風下側ルーバ群3bにおける空気流の圧力損失は風上側ルーバ群3aのそれと同等である。本発明者らは上記実験結果の知見に基づき、空気流の圧力損失が小さく且つ全体として放熱性能の高いコルゲートフィン型熱交換器を開発した。

【0005】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載の本発明は、定間隔に配置された多数の偏平チューブ(1)と、隣合う偏平チューブ(1)間に位置し、その偏平チューブ(1)の横断面の長軸方向が幅方向に一致し且つ、その波の振幅方向の両端である頂部および谷部が偏平チューブ(1)の外面に固定された多数のコルゲートフィン(2)と、を具備し、

空気流(5)が前記偏平チューブ(1)の前記長軸方向に流通するコルゲートフィン型熱交換器において、前記コルゲートフィン(2)に、前記幅方向に互いに一定間隔に離間して斜めに多数のルーバ(3)が切り起こし形成されると共に、中間部にリターンルーバ(4)が配置され、そのリターンルーバ(4)を介して前記空気流(5)の上流に位置する一つのみの風上側ルーバ群(3a)と下流に位置する一つのみの風下側ルーバ群(3b)とは、夫々そのルーバ(3)の切り起こし方向が逆に形成され、風下側ルーバ群(3b)の各ルーバ(3)の切り起こし角度 β が、風上側ルーバ群(3a)の切り起こし角度 α より小さく

(3)

特開2003-83690

3

形成されたコルゲートフィン型熱交換器である。

【0006】請求項2に記載の本発明は、請求項1において、風下側ルーバ群(3b)の各ルーバ(3)のルーバ幅(52)が、風上側ルーバ群(3a)のそのルーバ幅(51)より大きく形成されたコルゲートフィン型熱交換器である。請求項3に記載の本発明は、請求項1において、風下側ルーバ群(3b)全体の幅である群幅(L2)が、風上側ルーバ群(3a)のその群幅(L1)よりも大に形成されたコルゲートフィン型熱交換器である。

【0007】請求項4に記載の本発明は、請求項1において、風下側ルーバ群(3b)全体の幅である群幅(L2)が、風上側ルーバ群(3a)のその群幅(L1)よりも小に形成されたコルゲートフィン型熱交換器である。請求項5に記載の本発明は、請求項1～請求項4のいずれかにおいて、風上側ルーバ群(3a)の各ルーバ(3)の切り起こし角度 α が24度～30度で、風下側ルーバ群(3b)の各ルーバ(3)の切り起こし角度 β が11度～23度に形成され、コルゲートフィン(2)の空気流通方向のフィン幅Bが24mm～64mmであるコルゲートフィン型熱交換器である。

【0008】

【発明の実施の形態】次に、図面に基づいて本発明の各実施の形態につき説明する。図1は本発明のコルゲートフィン型熱交換器のコルゲートフィン2の要部縦断面説明図であって、図5におけるI—I矢視断面略図である。なお、図5は一つのためのコルゲートフィン2を略図的に示しているが、実際には多数の偏平チューブ1およびコルゲートフィン2が定間隔に並列されている。

【0009】即ち、このコルゲートフィン型熱交換器は、定間隔に且つ複数列に多数の偏平チューブ1が配置され、各偏平チューブ1間にコルゲートフィン2が位置され、その波の振幅方向の両端である頂部および谷部が偏平チューブ1の外面にろう付け等の手段により固定されてコアを構成し、各偏平チューブ1の両端は図示しない一對のタンクに液密に追従固定されている。そして一方のタンクから多数の偏平チューブ1を介して他方のタンクに被冷却流体が流通し、偏平チューブ1の外表面およびコルゲートフィン2にはその幅方向に冷却用の空気流5が流通し、熱交換が行なわれるものである。

【0010】図1においては、空気流5が左端から右端方向に流通する。そしてそのコルゲートフィン2の幅方向中央位置にリターンルーバ4が位置され、リターンルーバ4より左側に一群のみの風上側ルーバ群3aが設けられ、右側に一群のみの風下側ルーバ群3bが設けられている。この風下側ルーバ群3bの各ルーバ3の切り起こし角度 β は、風上側ルーバ群3aの各ルーバ3の切り起こし角度 α よりも小さく形成され、風下側ルーバ群3bの空気流5に対する空気抵抗が低減するようになっている。この例では、風上側ルーバ群3aの群幅L1と風下側ルーバ群3bの群幅L2とは同一である。そしてコ

4

ルゲートフィン2のフィン幅Bは24mm～64mmであり、風上側ルーバ群3aのルーバ3の切り起こし角度 α が24度～30度であり、風下側ルーバ群3bの各ルーバ3の切り起こし角度 β は11度～23度である。

【0011】次に、図2は本発明の第2の実施の形態を示し、この実施の形態が図1のそれと異なる点は、風下側ルーバ群3bの各ルーバ3のルーバ幅S2が風上側ルーバ群3aの各ルーバ3のルーバ幅S1より大きく切り起こし形成されているものであり、他は同一である。なお、図1～図4（図3、図4は後述する）は夫々実際のコルゲートフィンに比べてルーバの数を少なくすると共に、その他も簡略化しているが、一例として図2のコルゲートフィン型熱交換器は、実際には図6、図7に示すように形成されている。

【0012】この熱交換器は、フィン幅Bが36mmの例で、風上側ルーバ群3aのルーバ3の幅およびルーバピッチが1mmで、そのルーバ3が15枚存在し、風下側ルーバ群3bのルーバ3の幅およびルーバピッチは1.6mmで、そのルーバ3が9枚である。そして、風上側ルーバ群3aの各ルーバの切り起こし角度 α は26度で、風下側ルーバ群の各ルーバの切り起こし角度 β は14度である。また、フィンの振幅Aは6.5mm、偏平チューブ1の横断面の長軸の長さは16mm、短軸の長さが1.4mmである。

【0013】そしてフィン幅Bが上記のものより長くなると、それに応じてルーバの数が増大する。それと共に、偏平チューブの横断面の長軸の長さが長くなるかまたは、偏平チューブの数が増える。但し、何れの場合にも、風上側ルーバ群の数および風下側ルーバ群の数は夫々一つづつである。図1、図3、図4の各例も実際には、上記の図6、図7に準じて各ルーバその他が形成されている。

【0014】次に、図3は本発明の第3の実施の形態を示し、この実施の形態が図1のそれと異なる点は、リターンルーバ4がコルゲートフィン2の幅方向中心よりも上流側に位置し、風上側ルーバ群3aの群幅L1が、風下側ルーバ群3bの群幅L2よりも短いことである。その他は、図1と同様である。次に、図4は本発明の第4の実施の形態を示し、この例は図3のそれとは反対に、リターンルーバ4がコルゲートフィン2の幅方向中心よりも下流側に位置し、風上側ルーバ群3aの群幅L1が、風下側ルーバ群3bの群幅L2よりも大に形成しており、その他は図1と同様である。

【0015】

【実施例】図1の例において、コルゲートフィン2の空気流通方向（フィン幅B）を48mmとし、風上側ルーバ群3aの全てのルーバ3の切り起こし角度 α を26度とする。そして、風下側ルーバ群3bのルーバ3は、全て11度のものと、14度、17度、19度、21度、23度の各傾斜角につき、6根のフィンを有するコ

(4)

特開2003-83690

5

ゲートフィン型熱交換器を用意した。また、比較例として、図12に示すコルゲートフィン2であって、風上側ルーバ群3aのルーバ3及び風下側ルーバ群3bのルーバ3の各切り起こし角度 α を共に26度とし、他は全て同一の条件のコルゲートフィン型熱交換器を用意した。そしてその比較例の熱交換器と、図1の各切り起こし角度 β の熱交換器とを、風洞において風速を4 m/secの下で、それらの放熱性能と圧力損失とを測定してみた。

【0016】その実験結果は、図8に示している。図において、左端に存在するSTDは図12に示す従来型コルゲートフィンを用いた熱交換器であり、風速を4 m/secとした場合の圧力損失及び放熱性能であり、その値を夫々基準値100とする。そしてそれに比較し、風下側ルーバ群3bの各ルーバの夫々の切り起こし角度 β を有する6種類の熱交換器の圧力損失及び放熱性能を比較したものである。

【0017】図8の結果から、次のことが明らかとなる。風下側ルーバ群3bの各ルーバ3の切り起こし角度 β が17度～23度の範囲の各熱交換器は、その放熱性能が従来型(STD)のそれと同一又は近似的に同一であるが、空気流の圧力損失は3%～8%程度減少している。このことは、これらの各熱交換器を自動車用熱交換器としてそのエンジンルーム内に実際に搭載した場合、比較例の従来型熱交換器に比べ、熱交換器を流通する風速が高められることを意味する。その結果、その風速の増加に伴い熱交換器の放熱性能を向上させることができる。

【0018】即ち、図8の実験結果によれば、放熱性能が殆ど同じで通風抵抗が3%～8%程度低下しているため、その分だけ車搭載状態においての熱交換器の通風性が向上し、その分だけ風速が増えて放熱性能が向上することが判る。風下側ルーバ群3bの各ルーバ3の切り起こし角度 β が14度の熱交換器においては、放熱性能が従来型のそれに比べて7%程度低下するが、圧力損失はそれ以上の16%程度も低下し、放熱性能の低下以上の圧力損失の低下をみる。これにより、車搭載時における熱交換器は通風性をより向上させ、それに基づき熱交換器を流通する空気流の流速を増大させて、従来型熱交換器以上の熱交換性能を得ることができる。同様に風下側ルーバ群3bの各ルーバ3の切り起こし角度 β が11度の熱交換器においても、従来型の熱交換器比べ放熱性能の低下以上に圧力損失が低下しているため、この熱交換器を車に搭載した場合、全体として熱交換性能が従来以上となることが期待できる。

【0019】次に、図9は図2のコルゲートフィン2を用いた各熱交換器と従来型熱交換器とを比較したものであり、夫々の熱交換器のフィン幅Bの厚さは比較例のものを全て4.8 mmであり、図2のものは風上側ルーバ群3aの各ルーバ3の切り起こし角度 α を図1の場合

6

と同様に夫々26度とし、風下側ルーバ群3bの各ルーバ3の切り起こし角度 β は11度のものと、14度、17度、19度、21度、23度のものの各熱交換器を夫々制作し、それらと従来型の熱交換器との比較を行ったものである。

【0020】従来の熱交換器(STD)は、図8のそれ同様に風上側ルーバ群3aの各ルーバ3の切り起こし角度及び風下側ルーバ群3bの各ルーバ3の切り起こし角度は26度である。そして風洞において風速が4 m/secとなるようにして行った。その結果は、図8の場合の各熱交換器に比べて放熱性能が数%程度低下するものの、圧力損失は図8の熱交換器のものに比べさらに5%程度低下している。その結果、圧力損失のより大きな低下に基づき、この熱交換器を実際の車両に搭載した場合においては、流速の大きな増大が起こり、全体として熱交換性能が向上することが判る。

【0021】次に、図10は図3のコルゲートフィン2を用いた各熱交換器であって、風上側ルーバ群3aの群幅L1と風下側ルーバ群3bの群幅L2の比、群幅L1/群幅L2の比が0.8であるものにおいて、風洞実験において風速を2 m/secとし、図8と同様の実験を行った。この熱交換器は、風速が余り速くできない条件の下で使用するものであり、可能な限り圧力損失を低下させたものである。次に、図11は図4のコルゲートフィン2を用いたものであり、上記の比、群幅L1/群幅L2が1.2である場合において、風速を6 m/secとして、図8と同様の実験を行った。この熱交換器は、風速を速くできる条件の下で使用するものであり、可能な限り風上側の放熱性能の向上を図るものである。

【0022】図10及び図11の結果も、前記図8と同様の作用・効果を得る。また、上記実験例においてはラジエータの厚さを全て4.8 mmに固定したが、それを2.4 mm、3.6 mmとし、他の条件は図1～図4で前記同様の実験を行った場合においても、夫々同様の結果が得られた。さらに上記実験では、風上側ルーバ角度及び従来型のルーバ角度を夫々26度に固定したが、それを24度、28度、30度としたときにも、前記同様の結果が得られた。

【0023】

【発明の作用・効果】請求項1に記載のコルゲートフィン型熱交換器によれば、中間部に位置するリターンルーバ4に対して風下側ルーバ群3bのルーバ3の切り起こし角度 β が、風上側ルーバ群3aのその切り起こし角度 α より小さく形成されたから、放熱量が減少する風下側ルーバ群3bの空気抵抗を低減して、その分だけ全体としての空気流通速度を増大し、結果として放熱量を増大させることができる。

【0024】請求項2に記載のコルゲートフィン型熱交換器によれば、風下側ルーバ群3bのルーバ3のルーバ幅S2が、風上側ルーバ群3aのそのルーバ幅S1より

(5)

特開2003-83690

7

8

大きく形成されたものであるから、風下側の切り起こし数を減らし、その風下側ルーバ群3bの空気抵抗をさらに低減し、空気流通速度を増大させて放熱量を増加させることができる。請求項3に記載のコルゲートフィン型熱交換器によれば、風下側ルーバ群3b全体の幅である群幅L2が、風上側ルーバ群3aのその群幅L1よりも大に形成されたものであるから、空気流の流速を比較的小さくせざるを得ない熱交換器において、風下側の空気抵抗を大きく減らし、その結果放熱量を最大限引き出すことができる。

【0025】請求項4に記載のコルゲートフィン型熱交換器によれば、風下側ルーバ群3b全体の幅である群幅L2が、風上側ルーバ群3aの群幅L1より小に形成されたものであるから、熱交換器に流通する空気流の流速を比較的速度くとれるものにおいて、風上側のルーバ群のルーバの数を増やし、その部分における放熱量を最大限に増大させ、風下側ルーバ群の流通抵抗を低減し、結果として全体的放熱量を増大させることができる。請求項5に記載のコルゲートフィン型熱交換器によれば、風上側ルーバ群3aのルーバ3の切り起こし角度 α 、及び風下側ルーバ群3bの切り起こし角度 β 、並びに空気流通方向のフィン幅Bを特定の範囲にしたので、さらに放熱性能の良いものを提供できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態を示すコルゲートフィン型熱交換器の要部縦断面説明図であって、図5のI-I矢視断面略図。

【図2】本発明の第2の実施の形態を示すコルゲートフィン型熱交換器の要部縦断面説明図であって、図1と同様の面で切断したもの。

【図3】本発明の第3の実施の形態を示すコルゲートフィン型熱交換器の要部縦断面説明図であって、図1と同様の面で切断したもの。

【図4】本発明の第4の実施の形態を示すコルゲートフィン型熱交換器の要部縦断面説明図であって、図1と同様の面で切断したもの。

*【図5】本発明のコルゲートフィン型熱交換器の説明的要部斜視図。

【図6】図2の形態におけるコルゲートフィン型熱交換器の詳細を示す要部横断面図。

【図7】同VII-VII矢視略図。

【図8】図1におけるコルゲートフィンを用いた各風下側ルーバ角度の熱交換器に対する放熱性能及び圧力損失の比較図。

【図9】図2におけるコルゲートフィンを用いた各風下側ルーバ角度の熱交換器に対する放熱性能及び圧力損失の比較図。

【図10】図3におけるコルゲートフィンを用いた各風下側ルーバ角度の熱交換器に対する放熱性能及び圧力損失の比較図。

【図11】図4におけるコルゲートフィンを用いた各風下側ルーバ角度の熱交換器に対する放熱性能及び圧力損失の比較図。

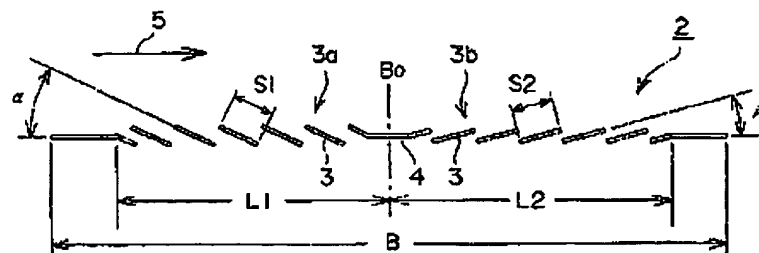
【図12】従来型コルゲートフィン型熱交換器の要部縦断面説明図。

【図13】同コルゲートフィンの空気流通方向における各位置のフィン表面温度と空気流5の温度との差を表す測定図。

【符号の説明】

- 1 偏平チューブ
- 2 コルゲートフィン
- 3 ルーバ
- 3a 風上側ルーバ群
- 3b 風下側ルーバ群
- 4 リターンルーバ
- 5 空気流
- S1、S2 ルーバ幅
- L1、L2 群幅
- A 振幅
- B フィン幅
- F フィンピッチ

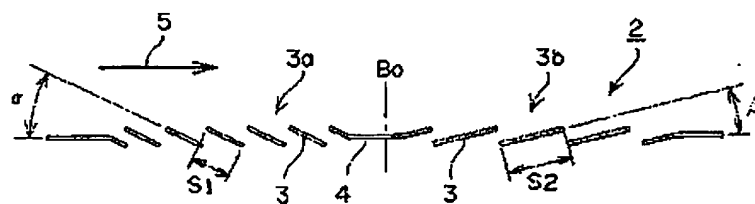
【図1】



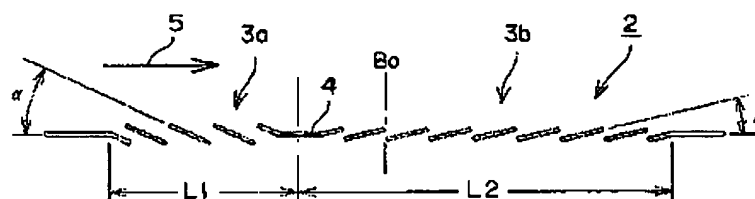
(5)

特開2003-83690

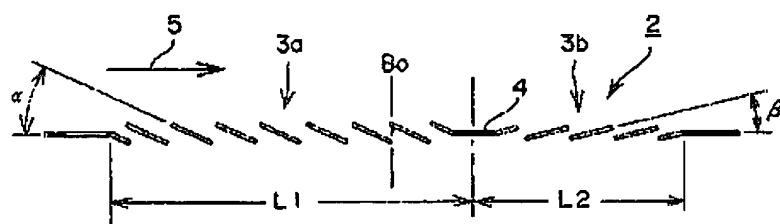
【図2】



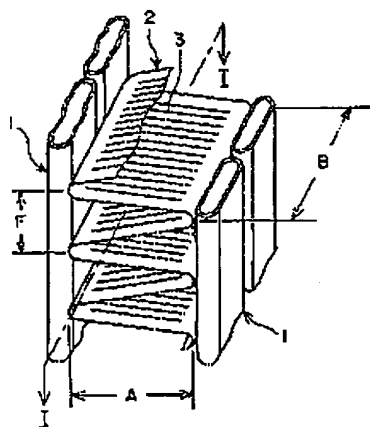
【図3】



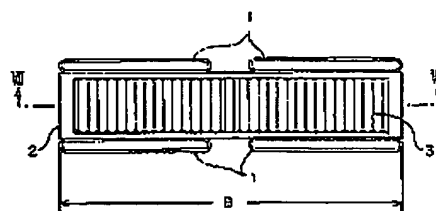
【図4】



【図5】



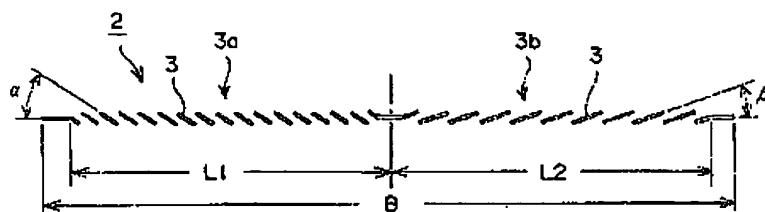
【図6】



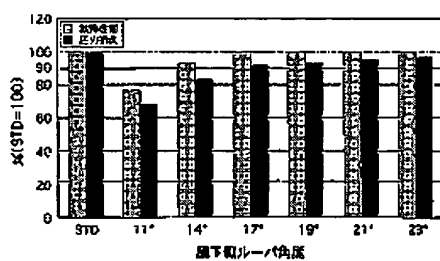
(7)

特開2003-83690

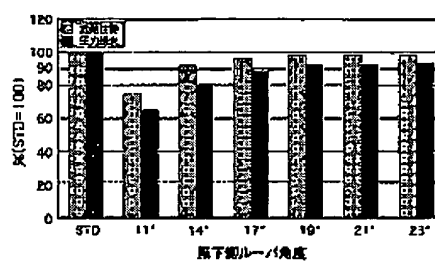
【図7】



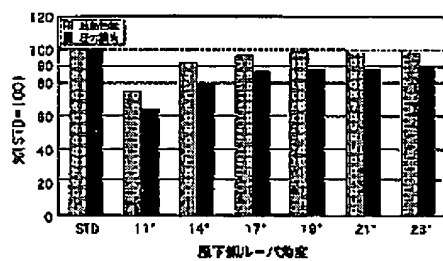
【図8】



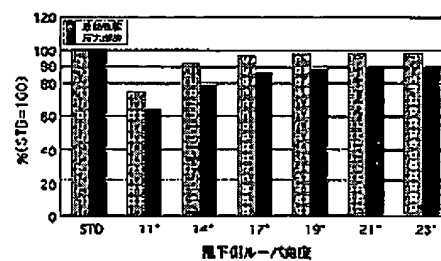
【図9】



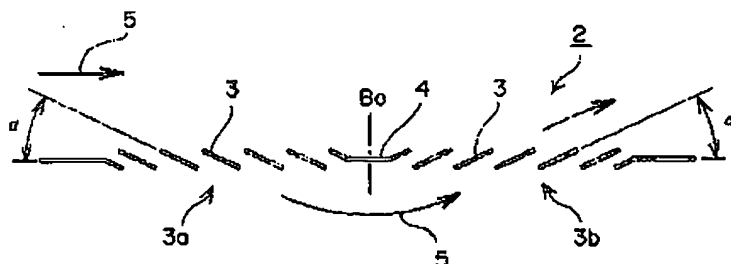
【図10】



【図11】



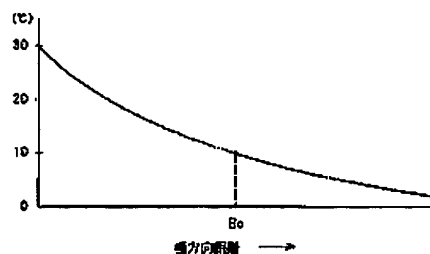
【図12】



(8)

特開2003-83690

【図13】



フロントページの続き

(72)発明者 村江 遼
東京都渋谷区代々木三丁目2番3号 京洋
ラジエーター株式会社内
(72)発明者 青山 忠道
東京都渋谷区代々木三丁目2番3号 京洋
ラジエーター株式会社内

(72)発明者 谷 芳浩
東京都渋谷区代々木三丁目2番3号 京洋
ラジエーター株式会社内
(72)発明者 市川 晋
東京都渋谷区代々木三丁目2番3号 京洋
ラジエーター株式会社内

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.